

*Робота присвячена розробці методу збільшення довготривалої міцності литих корпусів парових турбін, що навантажені паром з надкритичними параметрами. Предметом дослідження є експлуатаційні процеси зношуваності основного металу під дією температурних напружень. Показано, що врахування зусиль зтяжки шпильок фланцевого з'єднання має вагомий вплив на пошкоджувальність корпусів. Запропоновано метод зменшення впливу даних зусиль завдяки технологічному управлінню ресурсом*

**Ключові слова:** корпус турбіни, шпильки, зтяжка, напружено-деформований стан, довготривала міцність, управління ресурсом

*Работа посвящена разработке метода увеличения длительной прочности литых корпусов паровых турбин, нагруженных паром сверхкритических параметров. Предметом исследования являются эксплуатационные процессы износа основного металла под действием температурных напряжений. Показано, что учет влияния зтяжки шпилек фланцевого соединения имеет существенное влияние на поврежденность корпусов. Предложен метод уменьшения влияния данных усилий благодаря технологическому управлению ресурсом*

**Ключевые слова:** корпус турбины, шпильки, зтяжка, напряженно-деформированное состояние, длительная прочность, управление ресурсом

УДК 621.165.62

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.126042

# РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ДО УПРАВЛІННЯ РЕСУРСОМ КОРПУСІВ ТУРБІН НА НАДКРИТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ

**О. Ю. Черноусенко**

Доктор технічних наук, професор\*

E-mail: chernousenko20a@gmail.com

**Д. В. Риндюк**

Кандидат технічних наук, доцент\*

E-mail: rel\_dv@ukr.net

**В. А. Пешко**

Кандидат технічних наук, асистент\*

E-mail: vapesenko@gmail.com

**В. Ю. Горяченко\***

E-mail: vgandcohookah@gmail.com

\*Кафедра теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

## 1. Вступ

Теплові електричні станції (ТЕС) відіграють важливу роль у генерації електричної енергії в Об'єднаній енергетичній системі (ОЕС) України. Підтримання ефективності роботи на високому рівні значно ускладнюється тим, що більшість енергетичного обладнання України відпрацювало свій проектний та подовжений парковий ресурс. Рішенням може стати побудова нових енергетичних потужностей, однак це потребує залучення великої кількості основних фондів та супроводжується значними капітальними затратами. Набутий досвід в експлуатації однотипного устаткування на різних електростанціях дозволяє виконувати продовження допустимого терміну роботи турбінного обладнання понад парковий ресурс. Через те, що більшість деталей паросилових установок зношуються повільніше ніж окремі високонапружені елементи, реновація всієї установки може бути виконана заміною лише окремих вузлів. Дані операції виконуються під час розширених планово-попереджувальних ремонтів і здатні повністю поновити фізичну працездатність турбіни.

Корпусні елементи циліндра високого тиску (ЦВТ) є одними з найбільш дорогих високотемпературних елементів парових турбін на надкритичні параметри пари. Забезпечення максимальних строків експлуатації такого обладнання є стратегічно важливою задачею в умовах сучасного економічного стану України.

Однак, дана задача ускладнюється тим, що існують певні технологічні, конструктивні та режимні фактори, які обмежують допустимий час роботи паросилового обладнання.

Одним із таких факторів є рівень зтяжки шпильок у фланцях горизонтального роз'єму. Всі шпильки в корпусах парових турбін зтягаються з приблизно однаковим зусиллям, яке відповідає зтяжці найбільш навантаженої групи шпильок. Однак умови їх роботи можуть сильно відрізнятися, що пов'язано як зі зміною тиску парового середовища, так і зі зміною діаметру оболонки для кожної групи шпильок.

Таким чином, питання впливу зтяжки шпильок на ресурсні показники корпусів парових турбін є актуальним та потребує детального дослідження.

## 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми дослідження

Збільшення частки генерації електричної енергії на атомних електростанціях, призводить до поступового витіснення ТЕС в напівпікові та пікові частини графіка добового навантаження. Ця обставина вимагає більш детального аналізу ресурсних показників енергетичного обладнання для запобігання передчасного зношування [1]. Виявлення основних аспектів даної проблеми та зменшення впливу факторів прискореного вичерпання терміну експлуатації лежить в основі задачі управління ресурсом енергетичного устаткування.

Управління ресурсом – це комплекс заходів спрямованих, на забезпечення високого рівня ресурсних показників енергетичного обладнання, шляхом впливу на певні аспекти його експлуатації. Так, змінюючи режим пуску, зупинки або розхолодження можна впливати на рівень амплітуд інтенсивності напружень, тим самим зменшуючи пошкоджуваність за механізмом малоциклової втоми [2]. Для обладнання з високим напруженням можна знижувати температуру гострої пари на 10–20 °С, тим самим покращуючи довготривалу міцність основного металу [3]. Дослідним шляхом встановлено, що активним впливом на поверхневий шар металу можна істотно змінити механічні характеристики матеріалу, в тому числі і опірність короткочасній, малоциклової, або статичній напруженості. Періодичне видалення пошкодженого поверхневого шару є одним із методів управління ресурсом [4]. Використання нових схемних рішень, таких як попередній прогрів ротору в зоні кінцевих ущільнень може покращувати напружений стан обертових елементів паросилового устаткування [5]. Зміною схеми дренажу паровипуску можна досягти зменшення загального рівня інтенсивності напружень як корпусів регулюючих клапанів, так і паророзподільчої коробки корпусу ЦВТ [6]. Ефективними є конструктивні методи управління ресурсом, що спрямовані на зменшення числа геометричних концентраторів напружень. Наприклад зміна конструкції кінцевих ущільнень лабіринтного типу на прямоточні, або сотові покращує напружено-деформований стан (НДС) роторів турбін на всіх експлуатаційних режимах [7].

Вказані методи управління ресурсом на практиці довели свою ефективність у забезпеченні довготривалої експлуатації парових турбін. Однак поруч з цим актуальною задачею є розробка нових методів управління ресурсом.

Парова щільність корпусів парових турбін забезпечується за допомогою високого притискового зусилля шпильок у фланцевому з'єднанні. В залежності від тиску парового середовища, рівень цих зусиль може сягати дуже високих значень [8]. Як наслідок, спостерігається істотний вплив притискових зусиль шпильок на напружено-деформований стан корпусних елементів при роботі в пружному діапазоні навантажень [9]. Аналогічно вплив на напружено-деформований стан високотемпературних корпусних елементів в пластичній постановці задачі досліджено в роботі [10].

Таким чином, зміна зусиль затяжки шпильок може розглядатись як метод технологічного управління ресурсом корпусів парових турбін. При виборі зусиль затяжки на рівні достатньому для забезпечення парової щільності корпусів та з урахуванням необхідних коефіцієнтів запаса, можна досягти покращення довготривалої міцності.

## 3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є розробка технологічного підходу до управління ресурсом корпусних елементів парових турбін з тиском свіжої пари 24 МПа за допомогою зміни зусиль затяжки шпильок у фланцевому з'єднанні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати розрахункову оцінку напружено-деформованого стану корпусу циліндра високого тиску (ЦВТ) турбіни К-800-240-2 з урахуванням температурних напружень та зусиль тиску парового середовища;
- оцінити вплив врахування реальних зусиль затяжки на НДС корпусних елементів;
- провести розрахункову оцінку НДС корпусу при врахуванні зусиль затяжки шпильок на певному технологічному рівні відповідно до розрахункової методики;
- порівняти ресурсні показники корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС (Україна) для вказаних трьох варіантів розрахунку та надати рекомендації.

## 4. Матеріали та методи досліджень

Методи дослідження включають в себе числове дослідження теплового (ТС) та напружено-деформованого стану корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 з використанням сучасних методів математичного моделювання. Дані методи базуються на основних положеннях теорії нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл. Використано числові методи розв'язання задач математичної фізики та розрахункові методи інженерного аналізу, що базуються на методі кінцевих елементів.

Геометрична модель розрахункового об'єкту виконана у тривимірній постановці, через відсутність осесиметричної геометрії, наявність фланців горизонтального роз'єму, патрубків підводу або відбору пари та інших конструктивних ускладнень (рис. 1).

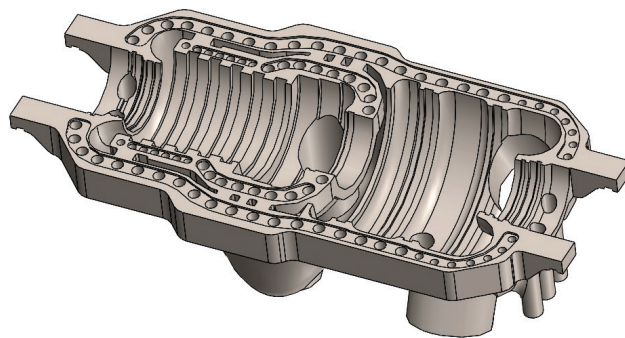


Рис. 1. Геометрична модель нижньої частини двостінного корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2

Циліндр високого тиску турбіни К-800-240-2 виконується литим та двостінним. Після перших шести ступенів внутрішнього корпусу відбувається розворот потоку пари до наступних шести ступенів зовнішнього корпусу. Внутрішній корпус виконується зі сталі 15Х11МФБ та складається з двох частин, що з'єднуються фланцями. Зовнішній корпус ЦВТ виготовлений зі сталі 15Х1М1Ф. Внутрішній корпус встановлюється в зовнішній за допо-

могою спеціальних приливів та центрується направляючими шпонками.

При створенні геометричної моделі, враховано пошкодження зовнішнього корпусу ЦВТ, шляхом організації вибірок металу в місцях появи розтріскувань. Що виконано згідно до вимог нормативного документу СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 «Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни». Розміри та глибини таких вибірок прийнято згідно даних візуального контролю металу литих корпусних деталей. В розрахунковій моделі корпусу ЦВТ змодельовані поздовжні вибірки розмірами  $120 \times 85 \times 25$  мм та  $100 \times 70 \times 20$  мм в зовнішньому корпусі ЦВТ.

Математична модель оцінки залишкового ресурсу енергетичного обладнання наведена в [11].

## 5. Результати досліджень залишкового ресурсу корпусів за різних зусиль затяжки шпильок

### 5.1. Розрахункове дослідження ТС та НДС корпусу ЦВТ без врахування зусиль затяжки шпильок

Для проведення чисельного дослідження теплового стану корпусних елементів, було розраховано граничні умови I–IV роду на різних поверхнях теплообміну. Так граничні умови I роду задавались по відомій температурі в характерних вузлах корпусу в початкові моменти пуску турбоустановки. II роду – задавалась відсутність теплового потоку для ізольованих зовнішніх поверхонь зовнішнього корпусу. III роду – приймались закономірності теплообміну між паром та корпусними елементами проточної частини та кінцевих ущільнень. IV роду, що відповідали ідеальному контакту між розточками в корпусі та обіймами діафрагм на межі дотику при однакових температурах та теплових потоках.

Чисельне дослідження температурного стану було виконано для усіх характерних режимів експлуатації, включаючи пуски з гарячого, неостиглого та холодного станів, а також номінальний режим роботи. Приклад ТС на стаціонарному режимі роботи наведено на рис. 2, а.

Отриманий розподіл температур є входними даними для дослідження НДС корпусу. Додатково було враховано тиск парового середовища, а також реакції опор (рис. 2, б).

Аналізуючи напружено-деформований стан слід відзначити, що найбільш навантаженими областями є зони кінцевих ущільнень ( $\sigma_i = 110\text{--}136$  МПа), а також області розточок під встановлення діафрагм соплових лопаток ( $\sigma_i = 80\text{--}115$  МПа).

Аналогічні дані було отримано і для інших експлуатаційних режимів. На рис. 3 наведено графік зміни інтенсивності напружень  $\sigma_i$  протягом пуску з неостиглого стану. Слід відзначити, що найбільш навантаженим моментом пуску є початок навантаження турбоагрегату до потужності 800 МВт після витримки на потужності 360 МВт ( $\tau = 26100$  с). Однак рівень напружень в цей момент часу не перевищує 300 МПа.

В цілому, через високу тривалість пускових режимів та рівномірний прогрів проточної частини, амплітуди інтенсивності напружень досягають не дуже високих значень. Тому, можна зробити висновок про невисоку пошкоджувальність металу за механізмом малоциклової втоми.

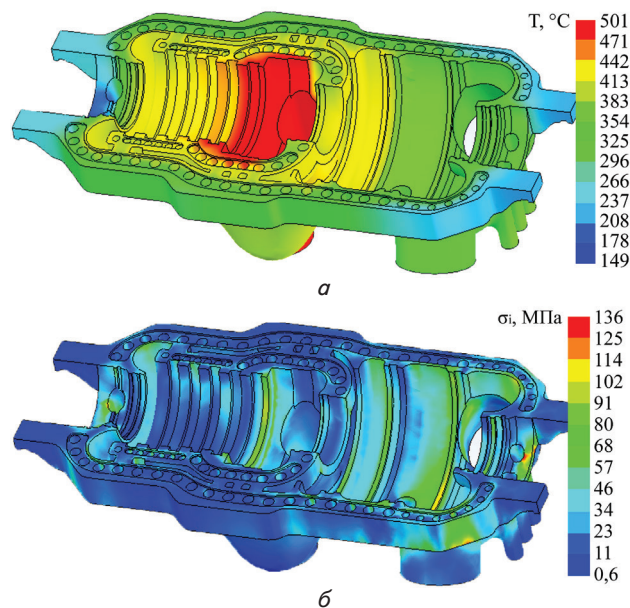


Рис. 2. Результати розрахунку номінального режиму експлуатації без врахування зусиль затягу шпильок: а – тепловий стан; б – напружено-деформований стан

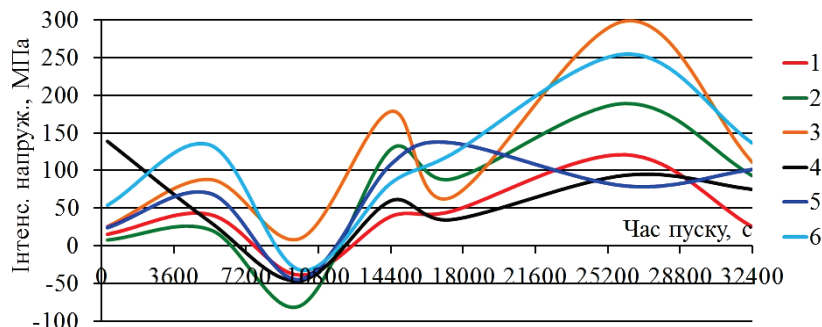


Рис. 3. Графік зміни інтенсивності напружень  $\sigma_i$  у характерних областях при пуску з неостиглого стану: 1 – зона паровпуску, 2 – розточка під встановлення соплових лопаток 2 ступеня, 3 – друга камера передніх кінцевих ущільнень, 4 – розточка першої діафрагми соплових лопаток (ступені 7–9), 5 – розточка другої діафрагми соплових лопаток (ступені 10–12), 6 – третя камера задніх кінцевих ущільнень

### 5.2. НДС корпусу ЦВТ при врахуванні притискового зусилля шпильок фланцевого з'єднання

Як уже було зазначено вище, парова щільність корпусних елементів у горизонтальній площині забезпечується високим притискним зусиллям шпильок фланцевого з'єднання. Для парових турбін ВАТ «Ленінградський металевий завод» (ВАТ «ЛМЗ», Росія) з початковим тиском пари 23,6 МПа використовуються шпильки з легованої сталі 25Х2М1Ф. Поточне зусилля затягу кожної групи шпильок залежить від їхнього діаметру та складає близько  $Q_z = 3\text{--}4$  МН. НДС корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 з врахуванням даних зусиль наведено на рис. 4.



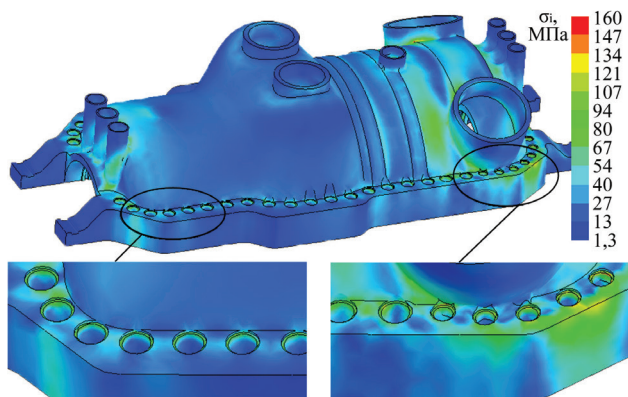


Рис. 4. НДС корпусу ЦВТ (зовнішня поверхня) при врахуванні зусиль затягу шпильок на номінальному режимі експлуатації

Врахування зусиль затягу шпильок спричинило збільшення максимальної інтенсивності напружень зі значення  $\sigma_i = 136,4$  МПа до  $\sigma_i = 160,6$  МПа (на 17,7 %), при чому зоною максимальних напружень на стаціонарному режимі залишаються задні кінцеві ущільнення. Для решти областей проточної частини спостерігається незначне (2–4 %) збільшення місцевих напруженостей. Для зовнішньої поверхні корпусу врахування зусиль затягу шпильок спричинило збільшення значень інтенсивності напружень в областях прилягання вихлопних патрубків на 14–16 %. Безпосередньо в самому фланцевому з'єднанні через появу контактних напружень металу фланців з гайками шпильок інтенсивність зросла на 70–80 %.

### 5. 3. Числові дослідження НДС корпусних елементів при розрахункових зусиллях затягу шпильок

Збільшення максимальної інтенсивності напружень, спричинене зусиллями затягу шпильок, значно прискорить темпи накопичення статичної пошкоджуваності та руйнування основного металу корпусних елементів через погіршення довготривалої міцності. Тому можливість зменшення значень інтенсивності напружень, через зменшення впливу зусиль затягу шпильок при забезпеченні парової щільності, здатне покращити ресурсні показники корпусу і є задачею управління залишковим ресурсом.

Мінімально-необхідні зусилля затяжки групи шпильок для забезпечення парової щільності розраховується за формулою [12]:

$$Q_{\min} = 0,5 \cdot p \cdot d \cdot l (1 + 3c) / (2a - b), \quad (1)$$

де  $p$  – тиск пари в області досліджуваної групи шпильок;  $d$  – внутрішній діаметр корпусу в зоні досліджуваної групи шпильок;  $l$  – середня відстань між сусідніми шпильками;  $a, b, c$  – геометричні параметри, що характеризують положення шпильки у фланці.

Врахування зусиль затяжки шпильок на рівні мінімально-необхідного для забезпечення парової щільності є недостатнім, оскільки на початкових етапах роботи (період приробітку) шпильки зазнають найбільш сильної релаксації. Рівень притискового зусилля після  $10^5$  с роботи називається поточним і відповідає уже режиму нормальної роботи шпильок. В подальшому деформація шпильок продовжуватиметься, а отже релаксація напружень проходитиме далі, але вже не так інтенсивно. Зазвичай, релаксація напружень за весь час роботи шпильки не перевищує 30 %. Враховуючи дану обставину та приймаючи коефіцієнт запасу для деталей такого типу  $n = 1,2$ , поточне зусилля затягу групи шпильок прийнято:

$$Q_z = 1,5 \cdot Q_{\min}. \quad (2)$$

Розрахункові значення зусиль затягу для груп шпильок корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 наведено на рис. 5.

Напружено-деформований стан корпусних елементів з врахуванням розрахункових поточних зусиль затяжки групи шпильок (рис. 5) при роботі на стаціонарному режимі експлуатації представлено на рис. 6. Максимальна інтенсивність напружень зменшилась на 9,3 % ( $\sigma_i = 145,7$  МПа), що матиме позитивний вплив на темпи накопичення пошкоджуваності металу корпусу ЦВТ. Також спостерігається зменшення загального рівня напружень фланцевого з'єднання на 11–41 %.

Зменшення зусиль, що виникають у фланцевому з'єднанні також матимуть вплив і на НДС корпусних елементів ЦВТ при пусках з різних теплових станів, а отже і на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності.

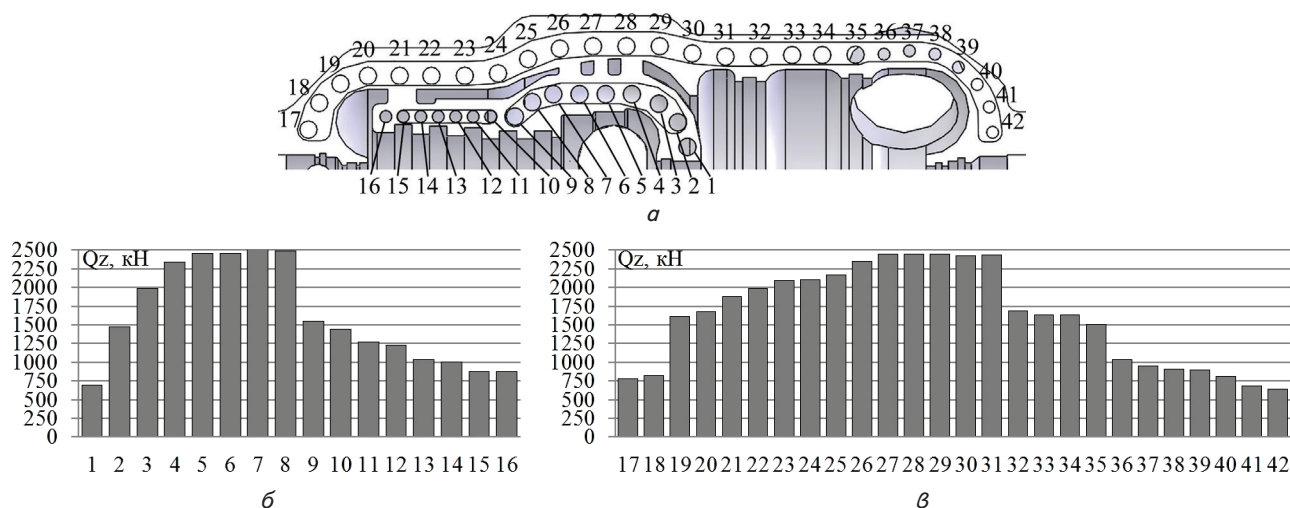


Рис. 5. Розрахункові поточні зусилля затяжки груп шпильок:  $a$  – нумерація груп шпильок;  $b$  – поточні зусилля для внутрішнього корпусу;  $в$  – для зовнішнього

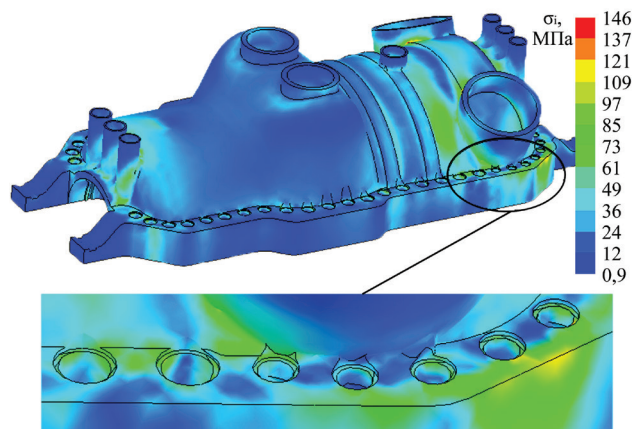


Рис. 6. НДС корпусних елементів з врахуванням розрахункових зусиль затяжки шпильок на номінальному режимі роботи

#### 5. 4. Порівняльна оцінка ресурсних показників корпусу ЦВТ за різних зусиль затяжки груп шпильок

Оцінка впливу зміни зусиль затягу шпильок фланцевого з'єднання на ресурсні показники корпусних елементів проведена для ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС, згідно методики, що детально описана в роботі [11]. За даними електростанції напруження енергоблоку складає  $T=291811$  год при числі пусків з різних теплових станів  $n=500$ . Результати порівняльної оцінки наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Розрахункова оцінка пошкоджуваності та залишкового ресурсу корпусу ЦВТ енергоблоку № 7 Слов'янської ТЕС за різних зусиль затяжки шпильок

№	Найменування	Позначення	Без врахування	Реальні зусилля	Розрахункові
1	Інтенсивність напружень на номінальному режимі	$\sigma_{i \max}$ , МПа	136,4	160,6	145,7
2	Статична пошкоджуваність	$[P_{ст}]$	0,663	0,7887	0,7116
3	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] \ n_{пс}^{ЦВТ} = 303$	5600	5430	5500
		$[N_{pl}] \ n_{хс}^{ЦВТ} = 46$	3640	3570	3610
		$[N_{pl}] \ n_{тс}^{ЦВТ} = 151$	4420	4340	4400
4	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{ц}]$	0,101	0,1035	0,1022
5	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{сум}]$	0,764	0,8922	0,8139
6	Поточне напруження	$T$ , год	291811		
7	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{зал}$ , год	90083	35274	66730

Зменшення зусиль затягу груп шпильок здатне значно зменшити рівень накопичення статичної пошкоджуваності. Підтримка зусиль затяжки на рівні  $Q_z=3-4$  МН встановлює статичну пошкоджуваність  $[P_{ст}]=78,9\%$ , при розрахункових зусиллях статична пошкоджуваність складає  $[P_{ст}]=71,2\%$  (66,3% без врахування зусиль). При цьому, як зазначалось раніше, вплив на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності є досить незначним 10,4% проти 10,2% при розрахункових зусиллях, що перш за все пов'язано з експлуатацією енергоблоку в базовому режимі. Залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС складає 35274 год при реальних зусиллях затяжки шпильок та 66730 год – при розрахункових значеннях.

#### 6. Обговорення результатів дослідження ресурсних показників корпусу за різних зусиль затяжки шпильок

Проведена розрахункова оцінка НДС корпусних елементів показала вагомий вплив притискового зусилля затяжки шпильок на ресурсні показники турбіни на надкритичні параметри пари. Так, при врахуванні даних зусиль рівень максимальних напружень збільшився на 17%, а індивідуальний ресурс корпусу зменшився на 14,3%. Таким чином, зусилля затяжки шпильок мають бути обов'язково врахованими в подальших дослідженнях ресурсних показників корпусів парових турбін на надкритичні параметри пари.

При врахуванні поточних зусиль затяжки шпильок на рівні, що в півтора рази перевищують мінімально-необхідне індивідуальний ресурс корпусу ЦВТ блоку № 7 Слов'янської ТЕС збільшується на 10% (на 31 456 год). Максимальна інтенсивність напружень в корпусі зменшується на 7–9% за всіх експлуатаційних режимів.

Основний метал корпусів парових турбін є чутливим до збільшення рівня інтенсивності напружень на стаціонарних режимах роботи. Обставина того, що певні групи шпильок затягнуті із зусиллям, що багаторазово перевищує мінімально-необхідне для парової щільності дозволяє розглядати зміну зусиль затяжки шпильок як технологічний метод управління ресурсом. Проведені розрахунки показали, що при врахуванні коефіцієнтів запасу та явища релаксації необхідне зусилля затяжки для 30 груп шпильок є в 1,5–4 рази меншим ніж ті, з якими затягуються шпильки на ТЕС.

Проте існує потреба в більш докладному дослідженні впливу явища релаксації з врахуванням її зміни протягом часу експлуатації, так як в літературі задачі подібного типу класично розглядаються в квазістаціонарній постановці. Також доцільно було б провести комплекс фізичних експериментів, спрямованих на уточнення прийнятих коефіцієнтів запасу міцності. Таким чином, дані питання мають бути детально вивчені в подальшому.

Наступні роботи можуть бути присвячені більш докладному дослідженню термонапруженого стану з врахуванням контактної взаємодії корпусних деталей та історії розвитку релаксації шпильок. Також великий інтерес представляє динамічна зміна стягуючого зусилля шпильок від початку роботи турбоагрегату до набору його номінального навантаження з подальшим виходом на стаціонарний режим експлуатації.

В цілому вибір стягуючого зусилля шпильок є оптимізаційною задачею управління ресурсом парових турбін,

оскільки необхідно забезпечити баланс між високим терміном експлуатації та достатньою паровою щільністю, а отже і надійністю роботи обладнання.

## 7. Висновки

1. Виконано розрахункову оцінку ТС та НДС корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 за всіх основних експлуатаційних режимів. Врахування основних температурних зусиль та тиску парового середовища встановлюють інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи  $\sigma_i = 136,4$  МПа.

2. Врахування реальних зусиль зтяжки шпильок ( $Q = 3-4$  МН) показало вагомий вплив на напружено-деформований корпусних елементів. Максимальна інтенсивність напружень зросла на 17,7 %, для областей проточної частини – на 2–4 %, для зовнішньої поверх-

ні – на 14–16 %, для фланців горизонтального роз'єму – на 70–80 %.

3. Для покращення довготривалої міцності основного металу запропоновано зменшення зусиль зтяжки шпильок до певного розрахункового рівня. При врахуванні розрахункових зусиль зтяжки ( $Q_z = 0,65-2,5$  МН) максимальна інтенсивність напружень зменшилась на 9,3 %, а рівень напружень у фланцевому з'єднанні – на 11–41 %.

4. Проведені числові дослідження доводять ефективність застосування розрахункових зусиль зтяжки шпильок, як технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів турбін на надкритичні параметри (індивідуальний ресурс збільшився на 10 %). Однак, разом з обґрунтуванням доцільності зменшення зусиль зтяжки, необхідно організувати регулярний контроль парової щільності фланців, а також рівня релаксації напружень шпильок під час планово-попереджувальних ремонтів.

## Література

1. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на вычерпывание ресурса энергетического оборудования // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 10 (1182). С. 6–16. doi: 10.20998/2078-774x.2016.10.01
2. Назолин А. Л., Поляков В. И. Надёжность электроэнергетики. Повышение живучести и продление срока службы турбогенераторов методами режимной оптимизации // Электрические станции. 2013. № 10. С. 8–12.
3. Георгиевская Е. В., Гаврилов С. Н. Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2013. № 12 (986). С. 107–113.
4. Investigation on experimental load spectrum for high and low cycle combined fatigue test / Wang R., Wei J., Hu D., Shen X., Fan J. // Propulsion and Power Research. 2013. Vol. 2, Issue 3. P. 235–242. doi: 10.1016/j.jprr.2013.11.004
5. Remaining life assessment of a high pressure turbine casing in creep and low cycle service regime / Bakic G., Sijacki-Zeravcic V., Djukic M., Rajicic B., Tasic M. // Thermal Science. 2014. Vol. 18. P. 127–138. doi: 10.2298/tsci121219179b
6. The optimization of the start-up scheduling for a 320 MW steam turbine / Ji D.-M., Sun J.-Q., Dui Y., Ren J.-X. // Energy. 2017. Vol. 125. P. 345–355. doi: 10.1016/j.energy.2017.02.139
7. Kostyuk A. G. Selection of labyrinth seals in steam turbines // Thermal Engineering. 2014. Vol. 62, Issue 1. P. 14–18. doi: 10.1134/S0040601515010061
8. Naik D., Kumar K. Contact Pressure Analysis of Steam Turbine Casing // International Research Journal of Engineering and Technology. 2017. Vol. 04, Issue 06. P. 909–913.
9. Mechanical Behavior Study of Steam Turbine Casing Bolts Under In-Service Conditions / Zhao N., Wang W., Hong H., Adjei R. A., Liu Y. // Volume 7A: Structures and Dynamics. 2016. doi: 10.1115/gt2016-56723
10. Гришин Н. Н., Губский А. Н., Пальков С. А. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2014. № 12 (1055). С. 98–103.
11. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines / Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkova A. // Propulsion and Power Research. 2016. Vol. 5, Issue 4. P. 302–309. doi: 10.1016/j.jprr.2016.11.008
12. Паровые и газовые турбины: учебник / Трубилов М. А., Арсеньев Г. В., Фролов В. В. и др.; под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985. 352 с.